

AN: PAT 1993-009792
TI: Fuel injection equalisation among cylinders of combustion engine involves averaging of rotational speed changes measured during successive ignition strokes for correction of observed deviations
PN: **DE4122139-A1**
PD: 07.01.1993
AB: Supply of fuel to e.g. four cylinders (3) is regulated by lines (5) from a controller (7) to which signals are conveyed (11) from a scanner (9) of a segmented wheel (13) rotating with the crankshaft. For adaptive equalisation the rotational acceleration is measured for each ignition stroke, and the injection rates are adjusted so as to counteract any discrepancies among the measured values. The difference between speeds in adjacent segments is divided by the second segment duration.; Engine speed irregularities due to different rates of injection are avoided over practically entire range of operation.
PA: (BOSC) BOSCH GMBH ROBERT;
IN: EYBERG W;
FA: **DE4122139-A1** 07.01.1993; JP3348107-B2 20.11.2002; GB2257542-A 13.01.1993; US5385129-A 31.01.1995; **DE4122139-C2** 06.07.2000;
CO: DE; GB; JP; US;
IC: F02D-041/04; F02D-041/14; F02D-041/30; F02D-045/00; F02M-007/00;
MC: X22-A03A1C;
DC: Q52; Q53; X22;
FN: 1993009792.gif
PR: DE4122139 04.07.1991;
FP: 07.01.1993
UP: 20.12.2002

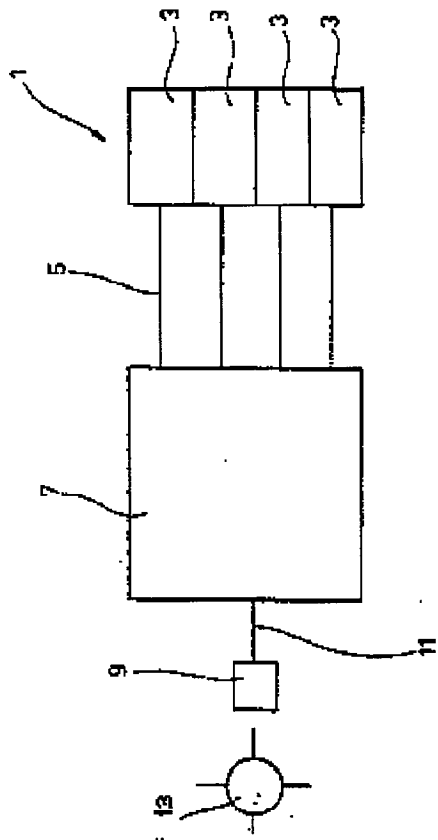


Fig. 1

2003 P 79540
Laufleistungsgeschwindigkeit
Verfahren der Einspritzmenge

19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Patentschrift
10 DE 41 22 139 C 2

51 Int. Cl. 7:
F 02 D 41/14

21 Aktenzeichen: P 41 22 139.7-26
22 Anmeldetag: 4. 7. 1991
43 Offenlegungstag: 7. 1. 1993
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 6. 7. 2000

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

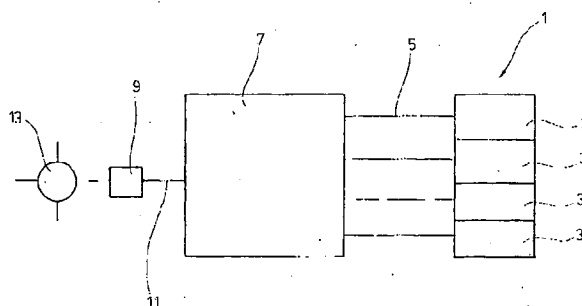
72 Erfinder:
Eyberg, Wilhelm, Dr., 7000 Stuttgart, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

DE	39 29 746 A1
DE	38 02 803 A1
DE	33 36 028 A1
US	44 83 300

54 Verfahren zur Zylindergleichstellung bezüglich der Kraftstoff-Einspritzmengen bei einer Brennkraftmaschine

57 Verfahren zur Zylindergleichstellung bezüglich der Kraftstoff-Einspritzmengen einer Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, daß zur adaptiven Gleichstellung der Zylinder die Drehbeschleunigung für jeden Verbrennungsvorgang zugeordnet zu dem jeweiligen Zylinder erfaßt wird, daß die einzelnen Meßwerte miteinander verglichen werden und daß bei Abweichungen der Meßwerte voneinander die Kraftstoff-Einspritzmengen entsprechend verändert werden, bis die Abweichungen ausgeglichen sind.



DE 41 22 139 C 2

DE 41 22 139 C 2

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Zylinderleichstellung bezüglich der Kraftstoff-Einspritzmengen bei einer Brennkraftmaschine.

- 5 Bei laufender Brennkraftmaschine treten Drehungleichförmigkeiten auf, die darauf beruhen, daß den einzelnen Zylindern der Brennkraftmaschine unterschiedliche Kraftstoffmengen eingespritzt werden. Hierbei spielen unter anderem Toleranzen der einzelnen Einspritzkomponenten eine Rolle, die nur mit einem besonders hohen Aufwand reduzierbar sind. Die entstehenden Drehungleichförmigkeiten können zum Beispiel in Kraftfahrzeugen Vibrationen verursachen.

- 10 Aus der DE 33 36 028 A1 ist eine Laufruheregulation bekannt, die der Dämpfung der Schwingungen dient, die auf unterschiedlichen Kraftstoff-Einspritzmengen beruhen. Beispielsweise ist es bekannt, Drehzahlabweichungen einzelner Zylinder von der mittleren Drehzahl der Brennkraftmaschine zu erfassen. Es hat sich dabei herausgestellt, daß die Funktion einer derartigen Laufruheregulation nur für einen begrenzten Drehzahlbereich optimierbar ist, so daß ein Ausgleich der Schwingungen lediglich in einem begrenzten Drehzahlbereich möglich ist.

- 15 Die Aufgabe der Erfindung besteht daher darin, die auf unterschiedlichen Kraftstoff-Einspritzmengen beruhenden Drehzahlungleichförmigkeiten möglichst im gesamten Motorbetriebsbereich zu vermeiden. Diese Aufgabe wird durch das Verfahren nach den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Das erfindungsgemäße Verfahren gemäß Anspruchs 1 hat gegenüber der Lehre der DE 33 36 028 durch die Struktur eines PT1-Kreises den Vorteil, daß es die Vermeidung von auf unterschiedlichen Kraftstoff-Einspritzmengen beruhenden Drehungleichförmigkeiten einer Brennkraftmaschine praktisch über den gesamten Motorbetriebsbereich ermöglicht.

- 20 Grundlage des Verfahrens bildet die Erfassung der Drehzahlbeschleunigung eines jeden Verbrennungsvorgangs. Die gewonnenen Meßwerte werden miteinander verglichen und Abweichungen festgestellt. Aufgrund derartiger Abweichungen werden die Kraftstoff-Einspritzmengen der einzelnen Zylinder so verändert, daß schließlich Abweichungen vermieden und damit auf diesem Phänomen beruhende Drehungleichförmigkeiten der Brennkraftmaschine eliminiert werden.

- 25 Bevorzugt wird eine Ausführungsform des Verfahrens, bei welchem gleitend über alle Zylinder der Mittelwert der gemessenen Drehbeschleunigungswerte ermittelt wird (vergl. Anspruch 3 und 4). Auf diese Weise kann auch bei instationären Motorbetriebszuständen ein Abgleich der Kraftstoff-Einspritzmengen herbeigeführt werden.

- Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform des Verfahrens wird bei einer Abweichung eines gemessenen Drehzahlbeschleunigungswerts vom Mittelwert der Drehzahlbeschleunigung dem zugehörigen Zylinder bei einem der nächsten Einspritzvorgänge eine zusätzliche Einspritzmenge zugeführt. Dabei wird vorzugsweise die Korrektur bereits im nächsten Einspritzvorgang vorgenommen (vergl. Anspruch 5).

- Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform des Verfahrens wird der Mittelwert aus der Summe der einzelnen zusätzlichen Einspritzmengen gebildet und von allen zusätzlichen Einspritzmengen abgezogen (vergl. Anspruch 7). Auch bei plötzlichen Änderungen der mittleren Drehbeschleunigung wird durch diese Kompensierung vermieden, daß der Mittelwert der Ausgleichsmengen von null verschieden wird und damit eine Abweichung von der mittleren Einspritzmenge dem vorgegebenen Sollwert der Einspritzmengen eintritt. Ein "Driften" der Ausgleichsmengen wird auf diese Weise vermieden.

Weitere Vorteile ergeben sich aus den übrigen Unteransprüchen (siehe die Ansprüche 2, 6 und 8).

Die Erfindung wird im folgenden anhand der Zeichnung näher erläutert. Es zeigen:

- 40 Fig. 1 Eine stark schematisierte Funktionsskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Steuerung,

Fig. 2 den qualitativen Verlauf von Drehzahl und Drehbeschleunigung bei einer Brennkraftmaschine mit vier Zylindern und

Fig. 3 ein Flußdiagramm zur Ermittlung der Drehbeschleunigungswerte und zur Durchführung der Zylinderleichstellung bei einer Brennkraftmaschine.

- 45 Fig. 1 gibt eine stark schematisierte Funktionsskizze einer Brennkraftmaschine, mit einer Steuerung wieder. Die Brennkraftmaschine 1 weist im vorliegenden Fall beispielhaft vier Zylinder 3 auf. Die Kraftstoffeinspritzung in die Zylinder wird über geeignete Steuerleitungen 5 geregelt, die mit einem Steuergerät 7 verbunden sind. Dieses wertet Signale eines Sensors 9 aus, dessen Signale über eine Zuführleitung 11 an das Steuergerät 7 weitergeleitet werden. Der Sensor 9 tastet ein Segmentrad 13 ab, welches synchron mit der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine 1 umläuft.

- 50 Im Betrieb der Brennkraftmaschine 1 ergeben sich bei der Abtastung des umlaufenden Segmentrads 13 für die 4-Zylinder-Brennkraftmaschine vier Segmente, wobei davon ausgegangen werden kann, daß das Segment S1 durch die Zeitpunkte T1 und T2 begrenzt wird und das Segment S2 durch die Zeitpunkte T2 und T3, usw.

Im folgenden soll zunächst noch einmal allgemein auf die Entstehung der Drehungleichförmigkeiten eingegangen werden.

- 55 Aufgrund von Abweichungen der in die Zylinder 3 der in Fig. 1 dargestellten Brennkraftmaschine 1 eingespritzten Kraftstoffmengen entstehen bei der Verbrennung unterschiedliche Zylinderdruckwerte. Damit weichen auch die auf der Verbrennung beruhenden beschleunigenden Drehmomente voneinander ab. Der Zusammenhang zwischen Motordrehmoment M und Drehzahl n wird durch die folgende Gleichung gegeben:

$$\begin{aligned}
 n &= \int \dot{n} \, dt \\
 &= \int \frac{M_B - M_L}{\Theta_{\text{ges}}} \, dt \quad (2.1)
 \end{aligned}$$

In dieser Gleichung wird mit M_B das beschleunigende Moment, mit M_L das Lastmoment und mit Θ_{ges} das Massenträgheitsmoment bezogen auf die Kurbelwelle bezeichnet.

Unter Vernachlässigung von Wirkungsgradeinflüssen sowie des Einflusses des Kurbelwellenwinkels ist das beschleunigende Drehmoment M_B proportional zur eingespritzten Kraftstoffmasse, so daß sich die folgende Gleichung ergibt:

$$M_B = c \cdot \overline{Q_E}$$

In dieser Gleichung wird mit $\overline{Q_E}$ die mittlere pro Arbeitstakt geförderte Kraftstoffmenge bezeichnet und mit c eine Konstante. Bei stationären Motorbetriebspunkten stimmt das beschleunigende Moment M_B mit dem Lastmoment M_L überein, so daß sich für die mittlere pro Arbeitstakt geförderte Kraftstoffmenge die folgende Gleichung ergibt:

$$\overline{Q_E} = \frac{M_L}{c} \quad (2.2) \quad 10$$

Weicht die geförderte Kraftstoffmenge eines Zylinders m um den Betrag $\Delta Q_{E,m}$ von der mittleren Kraftstoffmenge ab, so ergeben sich für die einzelnen Fördermengen die folgenden Gleichungen, wobei mit z die Anzahl der Zylinder der Brennkraftmaschine gekennzeichnet ist:

$$Q_{E,i} = \overline{Q_E} - \frac{\Delta Q_{E,m}}{z - 1} \quad \text{für } i > m \text{ und } i < m \quad (2.3a) \quad 20$$

$$Q_{E,i} = \overline{Q_E} + \Delta Q_{E,m} \quad \text{für } i = m \quad (2.3b) \quad 25$$

Aus den genannten Gleichungen ergeben sich die folgenden Formeln für die wirksamen beschleunigenden Drehmomente M_B der einzelnen Zylinder:

$$M_{B,i} = c \cdot \frac{\overline{Q_E} - \frac{\Delta Q_{E,m}}{z - 1}}{\theta_{\text{ges}}} \quad \text{für } i > m \text{ und für } i < m \quad (2.4a) \quad 30$$

$$M_{B,i} = c \cdot \frac{\overline{Q_E} + \Delta Q_{E,m}}{\theta_{\text{ges}}} \quad \text{für } i = m \quad (2.4b) \quad 35$$

Aus den Gleichungen (2.2) und (2.4a/2.4b) ergibt sich für stationäre Motorbetriebspunkte der Zusammenhang zwischen Drehbeschleunigungen für jeden Zylinder -gemittelt über einen Arbeitstakt- und den Einspritzmengen mit:

$$\dot{n}_i = \frac{c \cdot \left(\overline{Q_E} - \frac{\Delta Q_{E,m}}{z - 1} \right) - M_L}{\theta_{\text{ges}}} \quad (2.5a) \quad 40$$

$$\dot{n}_i = \frac{-c}{\theta_{\text{ges}}} \cdot \frac{\Delta Q_{E,m}}{z - 1} \quad \text{für } i > m \text{ und für } i < m \quad (2.5b) \quad 45$$

Für einen Zylinder m ergibt sich daraus die folgende Gleichung:

$$\dot{n}_m = \frac{c \cdot \Delta Q_{E,m}}{\theta_{\text{ges}}} \quad (2.5c) \quad 50$$

Aus diesen Gleichungen ergibt sich für eine Brennkraftmaschine mit beispielsweise vier Zylindern, der in Fig. 2 dargestellte qualitative Verlauf von Drehzahl n und Drehbeschleunigung \dot{n} , wobei die skizzierten Werte jeweils über einen Zylinder gemittelt wurden.

Bei konstanter mittlerer Drehzahl, also im "stationären" Fall, berechnet sich die mittlere Drehbeschleunigung über z

Arbeitstakte aus den folgenden Gleichungen:

$$\bar{n} = \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \dot{n}_i$$

$$\bar{n} = \frac{c}{z \cdot \theta_{ges}} \cdot (-(z-1) \cdot \frac{\Delta Q_{E,m}}{z-1} + \Delta Q_{E,m}) \quad (2.6)$$

$$\dot{\bar{n}} = 0$$

Im "instationären" Fall, also für den Fall, daß der Mittelwert des beschleunigenden Moments \bar{M}_B kleiner oder größer als das Lastmoment M_L ist, ergibt sich der Mittelwert der Einzelbeschleunigungen pro Arbeitstakt aus folgenden Gleichungen:

$$\begin{aligned} \bar{n} = \frac{1}{z \cdot \theta_{ges}} \cdot [(z-1) \cdot (c \cdot (\bar{Q}_E - \frac{\Delta Q_{E,m}}{z-1}) - M_L) \\ + (c \cdot (\bar{Q}_E + \Delta Q_{E,m}) - M_L)] \end{aligned} \quad (2.7a)$$

Durch Umrechnung dieser Gleichung ergibt sich zunächst die folgende Formel:

$$\begin{aligned} \bar{n} = \frac{1}{z \cdot \theta_{ges}} \cdot [((z-1) \cdot (c \cdot Q_E - M_L) + c \cdot Q_E \\ - M_L) + (-(z-1) \cdot c \cdot \frac{\Delta Q_{E,m}}{z-1} + c \cdot \bar{Q}_{E,L})] \end{aligned} \quad (2.7b)$$

Die Formel läßt sich folgendermaßen weiter vereinfachen:

$$\bar{n} = \frac{1}{z \cdot \theta_{ges}} \cdot [z \cdot (c \cdot \bar{Q}_E - M_L) + 0] \quad (2.7c)$$

Schließlich ergibt sich die folgende Gleichung:

$$\bar{n} = \frac{c \cdot \bar{Q}_E - M_L}{\theta_{ges}} \quad (2.7d)$$

Aus den beiden Gleichungssystemen (2.6) und (2.7) ist ersichtlich, daß mit Hilfe des erfindungsgemäßen Verfahrens die Erkennung der von Zylinder zu Zylinder schwankenden Einspritzmengen, also die systematischen Streuungen der Einspritzmengen, auch für instationäre Betriebspunkte möglich ist. Dazu ist von dem "Momentanwert" der Drehbeschleunigung, also von der über einen Arbeitstakt gemittelten Drehbeschleunigung gemäß Gleichung (2.5), die "mittlere Drehbeschleunigung", das heißt, die über z Arbeitstakte gemittelte Drehbeschleunigung gemäß Gleichung (2.6) zu subtrahieren. Geht man davon aus, daß Schwankungen der Umdrehung der Brennkraftmaschinen nur darauf beruhen, daß den einzelnen Zylindern abweichende Einspritzmengen zugeführt werden, so lassen sich die Abweichungen der Einspritzmengen näherungsweise aus folgender Gleichung berechnen:

$$\Delta Q_{E,i} = \frac{\theta_{ges}}{c} \cdot (\dot{n}_i - \bar{n}) \quad (2.8a)$$

In dieser Gleichung wird n durch folgende Formel bestimmt:

$$\bar{n} = \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \dot{n}_i \quad (2.8b)$$

Mit Hilfe der hier dargelegten Zusammenhänge soll nun anhand von Fig. 3 genauer auf das Verfahren der Zylindergleichstellung eingegangen werden.

Zunächst wird die Drehzahl der Brennkraftmaschine dadurch erfaßt, daß für jeden Arbeitstakt der Brennkraftmaschine wenigstens ein elektrischer Impuls erzeugt wird. Dazu kann beispielsweise ein Impulsrad verwendet werden, dessen Ausgangssignal in einem Drehzahlsensor ausgewertet wird.

Für die folgenden Betrachtungen wird davon ausgegangen, daß die Brennkraftmaschine nach dem Viertakt-Verfahren arbeitet und daß die Zündabstände konstant sind. Außerdem wird vorausgesetzt, daß für jeden Arbeitstakt genau ein Drehzahlimpuls erzeugt wird, dessen Lage bezüglich des oberen Totpunkts O. T. eines Zylinders unverändert ist.

Die Erzeugung und Erfassung des Drehzahlimpulses für den Zylinder (i + 1) ist in Schritt 1 des Flußdiagramms gemäß Fig. 3 angedeutet.

In dem Schritt 2 des Flußdiagramms gemäß Fig. 3 wird die Durchlaufzeit Δt_i zwischen zwei Drehzahlimpulsen, die den Zylindern (i + 1) und (i) zugeordnet sind, ermittelt.

Ausgehend von der Zeit Δt_i , die zwischen zwei aufeinanderfolgenden Impulsen verstreicht, ergibt sich die Momentandrehzahl n_i aus der folgenden Gleichung:

$$n_i = \frac{2}{z} \cdot \frac{1}{\Delta t_i} \quad [s^{-1}] \quad (3.1a)$$

Aus dieser Gleichung kann mit der folgenden Formel, die zwischen zwei Arbeitstakten entstehende mittlere Drehbeschleunigung \dot{n}_i aus folgender Gleichung berechnen:

$$\dot{n}_i = \frac{\Delta n}{\Delta t} = \frac{n_i - n_{i-1}}{\Delta t_i} \quad (3.1b)$$

Soll beispielsweise die Ableitung der Drehzahl also die Drehbeschleunigung im Segment S2 berechnet werden, so wird nach Gleichung (3.1b) die Differenz zwischen der Drehzahl n_1 im Segment S1 und der Drehzahl n_2 im Segment S2 durch die Breite Δt_2 des Segments S2 dividiert. Diese Art der Berechnung ist deshalb erforderlich, weil die Drehzahl nur über ein Segment und nicht zu einem bestimmten Zeitpunkt gemessen werden kann.

In dem Schritt 3 des Flußdiagramms in Fig. 3 werden die Berechnungen gemäß den Gleichungen (3.1a) und (3.1b) angedeutet. Schließlich wird noch in dem dritten Schritt der Mittelwert der Drehbeschleunigung ermittelt, wie dies in Gleichung (2.8b) wiedergegeben ist.

Für die Ausschaltung von Drehungleichförmigkeiten aufgrund unterschiedlicher Kraftstoff-Einspritzmengen ist festzuhalten, daß die unterschiedlichen Kraftstoffmengen darauf beruhen können, daß bei konstanter Förderdauer unterschiedliche Förderraten vorliegen oder bei konstanten Förderzeiten unterschiedliche Förderdauern gegeben sind. Auch kann eine Kombination dieser Gegebenheiten vorliegen.

Für die weiteren Betrachtungen wird, zur Vereinfachung, davon ausgegangen, daß ein konstanter Wirkungsgrad gegeben ist und daß der Einfluß des Kurbelwinkels vernachlässigbar ist. Unter diesen Voraussetzungen kann man unterstellen, daß die Drehbeschleunigung direkt proportional zur eingespritzten Kraftstoffmenge ist.

Damit ergibt sich folgender Zusammenhang für die eingespritzten Kraftstoffmengen: Bei Abweichungen der durch einen Zylinder verursachten Drehbeschleunigung von der mittleren Drehbeschleunigung wird diesem Zylinder bei der nächsten Einspritzung zum Ausgleich eine zusätzliche Einspritzmenge $\Delta Q_{E,i}$ zugeführt, die dieser Abweichung proportional ist. Die zusätzliche Einspritzmenge berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$\Delta Q_{E,i} = c_{Opt} \cdot (\bar{n} - \dot{n}_i) \quad (4.1)$$

In dieser Gleichung wird also mit $\Delta Q_{E,i}$ die dem Zylinder i zusätzlich zuzuführende Kraftstoffmenge bezeichnet, mit \bar{n} die mittlere Drehbeschleunigung über zwei Kurbelwellenumdrehungen, mit \dot{n}_i die durch den Zylinder i verursachte Drehbeschleunigung und mit c_{Opt} eine Konstante. Die einzelnen zusätzlich zuzuführenden Kraftstoffmengen werden während der Durchführung des hier beschriebenen Verfahrens kontinuierlich addiert, wobei die entstehende Summe mit $\Delta Q_{zu,i}$ bezeichnet wird und sich aus der folgenden Gleichung ergibt:

$$\Delta Q_{zu,i} = \sum_{i=1}^{\infty} \Delta Q_{E,i} \quad (4.2)$$

Vergleicht man die Gleichung (4.1) mit der Gleichung (2.8a), so ergibt sich, daß die Konstante c_{Opt} abhängig vom Massenträgheitsmoment des Motors zu wählen ist.

Der Vergleich der Gleichungen (4.1) und (4.2) mit Gleichung (2.5c) zeigt, daß die Berechnung der Ausgleichsmengen ein PTI-Verhalten aufweist. Aus den Gleichungen (4.1), (2.5c) und (2.2) läßt sich herleiten, daß im Idealfall für c_{Opt} gilt:

$$c_{Opt} = \frac{\theta_{ges}}{c} = \theta_{ges} \cdot \frac{Q_E}{M_B}$$

Diese Auslegung würde eine Drehungleichförmigkeit mit der ersten Berechnung der zugehörigen Ausgleichsmenge kompensieren. Voraussetzung ist allerdings die Gültigkeit der Linearisierung des Zusammenhangs zwischen Einspritz-

menge und abgegebenem Drehmoment.
In jedem Fall muß gelten

$$5 \quad c_{\text{Opt}} < 2 \cdot \theta_{\text{ges}} \cdot \frac{Q_E}{M_B}$$

Diese Bedingung markiert die Stabilitätsgrenze. Wird diese überschritten, hat dies Ausgleichsmengen zur Folge, die mit der nächsten Zumessung gleiche oder größere Drehungleichförmigkeiten mit entgegengesetztem Vorzeichen hervor-
10 rufen.

Die der Zylindergleichstellung dienende Bestimmung der zusätzlichen Einspritzmenge $\Delta Q_{E,i}$ ist in Schritt 4 des Flußdiagramms gemäß Fig. 3 dargestellt, wo in der ersten Zeile die Gleichung (4.1) wiedergegeben ist. Die Aufsummierung der Ausgleichsmengen ergibt sich aus dem zweiten Teilschritt des vierten Verfahrensschrittes des Flußdiagramms gemäß Fig. 2. Schließlich wird in einem dritten Teilschritt eine Mittelwertbildung durchgeführt.

15 Alle aufsummierten Ausgleichsmengen $\Delta Q_{zu,i}$ werden bezüglich dieses Mittelwertes kompensiert (vergleiche Schritt 5 des Flußdiagramms in Fig. 3):

$$20 \quad \overline{\Delta Q_{zu}} = \sum_{K=1}^Z \Delta Q_{zu,K} \quad (4,3a)$$

$$\Delta Q_{zu,j} = \Delta Q_{zu,j} - \overline{\Delta Q_{zu}} \quad (4,3b)$$

25 für $j = 1 \dots Z$

Durch Einhalten dieser "Koppelbedingung" wird ein "Driften" der Ausgleichsmengen vermieden, und es wird sichergestellt, daß die tatsächliche mittlere Einspritzmenge über alle Zylinder gleich dem geforderten Mengensollwert ist.

Alternativ zu der mit den Gleichungen (4.3a) und (4.3b) eingeführten Koppelbedingung ist es ebenso möglich die der Gleichung (4.3b) entsprechenden Ausgleichsmengen ΔQ_{zu} mit jeder Bestimmung eines $\Delta Q_{E,i}$ nach Gleichung (4.1) fol-
30 gendermaßen zu berechnen:

$$\Delta Q_{zu,i} = \Delta Q_{zu,i} + \Delta Q_{E,i} \quad (4,4a)$$

$$35 \quad \Delta Q_{zu,j} = \Delta Q_{zu,j} - \frac{1}{Z-1} \cdot \Delta Q_{E,i} \quad (4,4b)$$

für $j = 1 \dots Z$
und $j \neq i$

40 Die nach den hier vorgegebenen Schritten bestimmte zusätzliche Einspritzmenge für einen speziellen Zylinder i addiert sich zu der mittleren Einspritzmenge, die durch einen Sollwert $Q_{E,\text{Soll}}$ vorgegeben wird, wobei dieser Sollwert beispielsweise über das Fahrpedal bestimmt wird. Damit kann der individuelle Sollwert der Einspritzmenge $Q_{\text{Soll},i}$ des Zylinders i aus folgender Gleichung berechnet werden:

$$45 \quad Q_{\text{Soll},i} = Q_{E,\text{Soll}} + \Delta Q_{zu,i} \quad (4.5)$$

Außer diesen beiden genannten Verfahren besteht noch die Möglichkeit, die Kompensierung bezüglich des Mittelwertes der Ausgleichsmengen auf folgende Weise einzuhalten: Zunächst wird einer der Zylinder der Brennkraftmaschine
50 festgelegt und mit k bezeichnet. Dann wird dessen Ausgleichsmenge nach folgender Gleichung berechnet:

$$\Delta Q_{zu,k} = - \sum_{i=1}^Z \Delta Q_{zu,i} \quad \text{für } i > k \text{ und } i < k$$

55 Für alle Zylinder $i \neq K$ erfolgt die Berechnung der $\Delta Q_{zu,i}$ entsprechend den Gleichungen (4.1) und (4.2).

Aus dem oben Gesagten, insbesondere aus dem Funktionsdiagramm gemäß Fig. 3 ist ersichtlich, daß vorzugsweise die Berechnung der zusätzlichen Einspritzmenge abgeschlossen sein sollte, bevor die nächste Kraftstoffzumessung erfolgt. Die Ursache dafür ist, daß in jedem Falle bei der Berücksichtigung der Koppelbedingung gemäß Gleichung (4.4) Einfluß auf eine Ausgleichsmenge genommen wird, die mit der unmittelbar folgenden Kraftstoffzumessung für einen Zylinder berücksichtigt werden muß.

60 Dies ergibt sich daraus, daß nach Auftreten eines Drehzahlimpulses für den Zylinder i folgende Verfahrensschritte ablaufen müssen: Zunächst muß die Berechnung gemäß Gleichungen (4.2) und (4.3) beziehungsweise (4.4) des Wertes $\Delta Q_{zu,i}$ durchgeführt werden. Anschließend kann die Kraftstoffzumessung für den Zylinder $(i+1)$ erfolgen. Danach wird die Kraftstoffförderung aktiviert. Dann kann die Verbrennung im Zylinder $(i+1)$ beginnen.

65 Wird die zur Kraftstoffzumessung erforderliche Zeit nicht berücksichtigt, können die tatsächlich geförderten Ausgleichsmengen $\Delta Q_{zu,i}$ trotz der Koppelbedingung gemäß Figur (4.4) einen von Null verschiedenen Mittelwert aufweisen.

In sofern weist auch das Verfahren zur Einhaltung der Koppelbedingung, bei dem ein einziger Zylinder k dazu heran-

gezogen wird, die Summe der Ausgleichsmengen zu Null zu machen, den Nachteil auf, daß die Koppelbedingung lediglich alle zwei Kurbelwellenumdrehungen eingehalten wird. Dadurch erhöhen sich die Einschwingzeiten eines derartig durchgeführten Verfahrens geringfügig gegenüber den beiden anderen Verfahren zum Einhalten der Koppelbedingung.

Zu beachten ist noch, daß bei dem Verfahren zur Kompensierung bezüglich des Mittelwertes aller Ausgleichsmengen, welches an zweiter Stelle genannt wurde, bei ganzzahliger Arithmetik durch die Berechnung des Wertes $\Delta Q_{E,i}/(z-1)$ Rundungsfehler auftreten können, aufgrund derer letztlich der Mittelwert ungleich Null wird.

Aufgrund dieser Überlegungen ist das in Fig. 3 dargestellte Verfahren in Schritt 5 vorzugsweise anzuwenden: Nach jeder Neuberechnung einer Ausgleichsmenge $\Delta Q_{m,i}$ kann der Mittelwert aller Ausgleichsmengen sämtlicher Zylinder berechnet und von allen Ausgleichsmengen abgezogen werden.

Betrachtet man die zahlreichen aufeinanderfolgenden Verfahrensschritte, die nach dem Auftreten des Drehzahlimpulses für den Zylinder i durchgeführt werden müssen, so kann, insbesondere bei Berücksichtigung der Massenträgheit von mit diesem Verfahren angesteuerten Stellgliedern, ein zu großer Abstand zwischen dem Drehzahlimpuls und dem oberen Totpunkt erforderlich sein. In diesem Fall kann es passieren, daß der Ausgleich der eingespritzten Kraftstoffmenge für einen Zylinder nicht mehr in der unmittelbar nachfolgenden Zumessung erfolgen kann. Dies wird in Schritt 6 des Flußdiagramms gemäß Fig. 3 dadurch angedeutet, daß möglicherweise die Zumessung nicht schon bei dem Zylinder $(i+1)$ sondern erst bei dem Zylinder $(i+2)$ durchgeführt werden kann.

Durch das hier beschriebene Verfahren zur adaptiven Zylindergleichstellung kann der Aufwand zur Einstellung und zum Abgleich einer Einspritzanlage wesentlich reduziert werden. Dabei ist das beschriebene Verfahren über den gesamten Motorbetriebsbereich, also auch in instationären Motorbetriebszuständen anwendbar.

Schließlich ist es auch möglich, bei der Aufsummierung beziehungsweise Integration der Einzelwerte auftretende Extremwerte gesondert zu erfassen, um Fehler des Gesamtsystems festzuhalten. Es zeigt sich also, daß dieses Verfahren letztlich auch zur Diagnose einer Brennkraftmaschine herangezogen werden kann.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Zylindergleichstellung bezüglich der Kraftstoff-Einspritzmengen einer Brennkraftmaschine, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur adaptiven Gleichstellung der Zylinder die Drehbeschleunigung für jeden Verbrennungsvorgang zugeordnet zu dem jeweiligen Zylinder erfaßt wird, daß die einzelnen Meßwerte miteinander verglichen werden und daß bei Abweichungen der Meßwerte voneinander die Kraftstoff-Einspritzmengen entsprechend verändert werden, bis die Abweichungen ausgeglichen sind.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zur Bestimmung der Drehbeschleunigung die Differenz zwischen der Drehzahl in zwei aufeinanderfolgenden Segmenten dividiert wird durch die Durchlaufzeit des letzteren der beiden Segmente.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Mittelwert der gemessenen Drehbeschleunigungswerte ermittelt wird.
4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Mittelwert gleitend über alle Zylinder ermittelt wird.
5. Verfahren nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer Abweichung der bei einem Verbrennungsvorgang erzeugten Drehbeschleunigung vom Mittelwert der Drehbeschleunigung dem zugehörigen Zylinder bei einer der nächsten Einspritzungen, vorzugsweise bei der nächsten Einspritzung, eine zusätzliche Einspritzmenge (positiv oder negativ) zugeführt wird.
6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die zusätzliche Einspritzmenge der Abweichung zwischen Drehbeschleunigung und mittlerer Drehbeschleunigung näherungsweise proportional ist.
7. Verfahren nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die einem Zylinder zugeführte zusätzliche Einspritzmenge aufsummiert wird, und daß dieser Summenwert bei der Bestimmung des dem Zylinder zugeordneten Sollwert berücksichtigt wird.
8. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Vermeidung von Überbestimmungen bei der Zumessung zusätzliche Kraftstoffmengen sichergestellt werden, daß die Summe der zusätzlich den einzelnen Zylindern eingespritzten Kraftstoffmenge insgesamt Null ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

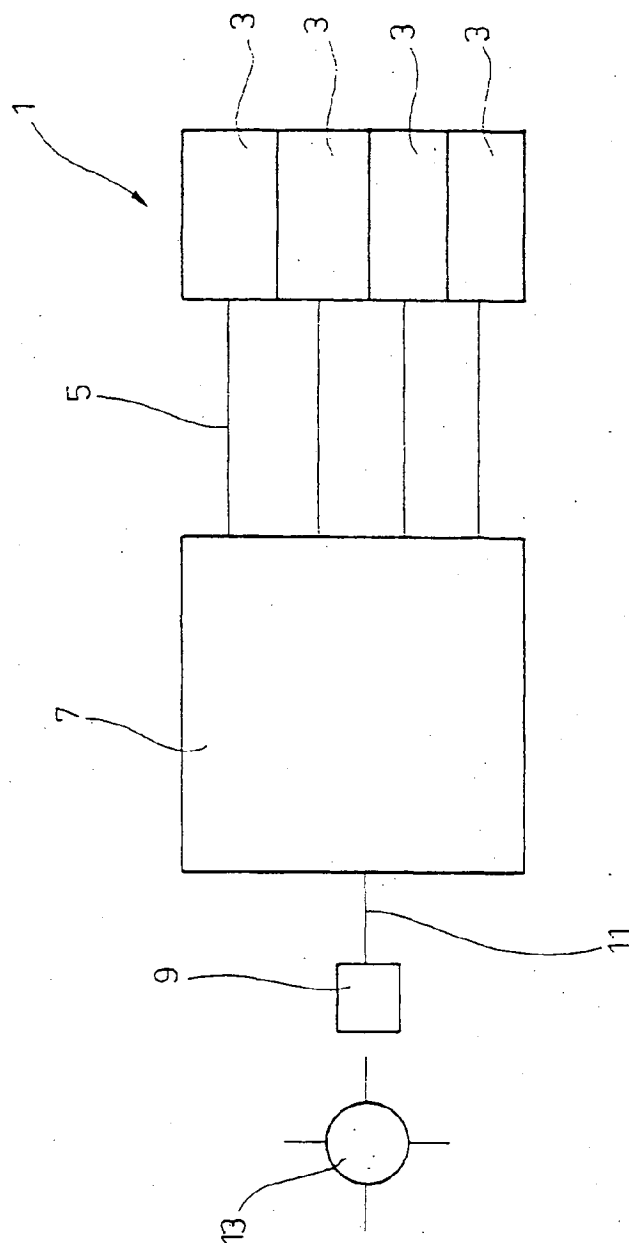


Fig. 1

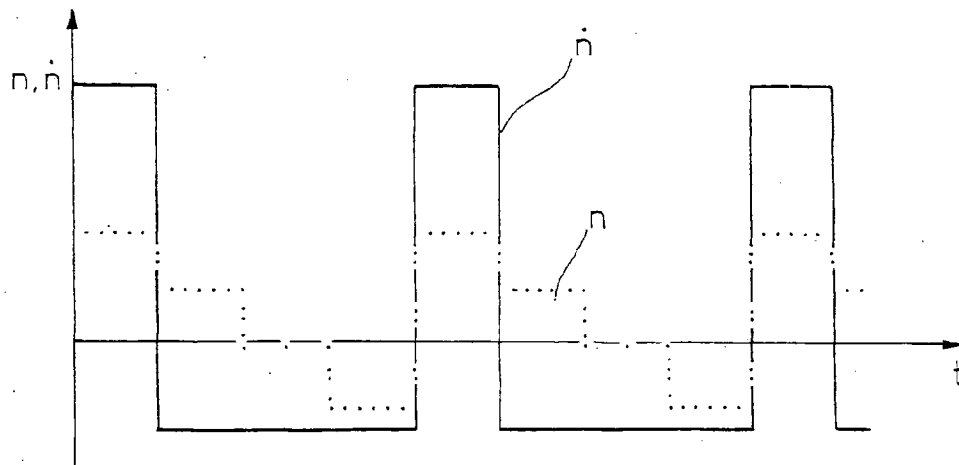


Fig. 2

